

50

Int. Cl. 2:

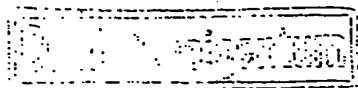
F 16 H 1/46

19

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

B. 1/22

DEUTSCHES PATENTAMT



DT 26 52 629 A 1

11

Offenlegungsschrift 26 52 629

21

Aktenzeichen:

P 26 52 629.4

22

Anmeldetag:

19. 11. 76

43

Offenlegungstag:

8. 6. 77

30

Unionspriorität:

32 33 31

28. 11. 75 Schweiz 15456-75

54

Bezeichnung:

Mehrstufiges Planetengetriebe

71

Anmelder:

Inventio AG, Hergiswil, Nidwalden (Schweiz)

74

Vertreter:

Hofmann, H.W., Dipl.-Phys. Dr. rer.pol., Pat.-Anw., 6200 Wiesbaden

72

Erfinder:

Danifl, Peter, Pratteln (Schweiz)

DT 26 52 629 A 1

P A T E N T A N S P R U E C H E

1. Mehrstufiges Planetengetriebe, insbesondere für Elektroflaszenzug, mit selbsttätigem Belastungsausgleich, wobei die Getriebestufen je ein inneres Zentralrad, ein äusseres Zentralrad und mehrere an einem Planetenradträger drehbar gelagerte Planetenräder aufweisen und die Planetenradträger der vorhergehenden Getriebestufen sowie die inneren Zentralräder der nachfolgenden Getriebestufen radial nicht gelagert und drehfest miteinander gekoppelt sind,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass der mittels der Planetenräder (20, 28) im äusseren Zentralrad (18, 26) einer vorhergehenden Getriebestufe (16, 21) zentrierbare Planetenradträger (19, 27) an seiner der nachfolgenden Getriebestufe (21, 29) zugewandten Seite eine senkrecht zur Antriebswelle (10) verlaufende Nut (22, 30) aufweist, wobei ein auf der Antriebswelle (10) angeordnetes, radial nicht gelagertes Kupplungsteil vorhanden ist, das an seinen beiden Stirnseiten je eine Leiste (24, 34) aufweist, von denen eine mit der Nut (22, 30) des Planetenradträgers (19, 27) der vorhergehenden Getriebestufe (16, 21) im Eingriff ist und dass das mittels der Planetenräder (28, 37) der nachfolgenden Getriebestufe (21, 29) zentrierbare innere Zentralrad (25, 35) an seiner der vorhergehenden Getriebestufe (16, 21) zugewandten Seite eine senkrecht zur Antriebswelle (10) verlaufende

Nut (32, 41) aufweist, welche mit der zweiten Leiste (24, 34) des Kupplungsteils im Eingriff ist.

2. Mehrstufiges Planetengetriebe nach Anspruch 1,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass die im Planetenradträger (19, 27) vorhandene Nut (22, 30) parallel zur Verbindungslinie zweier Planetenrädermittelpunkte verläuft.
3. Mehrstufiges Planetengetriebe nach Ansprüchen 1 und 2,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass das Kupplungsteil aus einer Scheibe (23, 33) besteht und die Leisten (24, 34) senkrecht zueinander verlaufend angeordnet sind.
4. Mehrstufiges Planetengetriebe nach Ansprüchen 1 und 2,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass das Kupplungsteil aus einer Scheibe (23, 33) und einer Zusatzscheibe (44, 46) besteht, wobei die Leisten (24, 34) der Scheibe (23, 33) unter einen Winkel von 60° zueinander verlaufend angeordnet sind und die Zusatzscheibe (44, 46) an der der Scheibe (23, 33) zugewandten Stirnseite eine Nut (45, 47) und an der der nachfolgenden Getriebestufe (21, 29) zugewandten Stirnseite eine Leiste (24, 34) aufweist, wobei die Nut (45, 47) und die Leiste (24, 34) der Zusatzscheibe (44, 46) unter

./.

einen Winkel von 60° zueinander verlaufend angeordnet sind und die der Zusatzscheibe (44, 46) zugewandte Leiste (24, 34) der Scheibe (23, 33) mit der Nut (45, 47) der Zusatzscheibe (44, 46) im Eingriff ist.

I N V E N T I O AKTIENGESELLSCHAFT, HERGISWIL (SCHWEIZ)

Mehrstufiges Planetengetriebe

Die Erfindung betrifft ein mehrstufiges Planetengetriebe, insbesondere für Elektroflaschenzug, mit selbsttätigem Belastungsausgleich, wobei die Getriebestufen je ein inneres Zentralrad, ein äusseres Zentralrad und mehrere an einem Planetenradträger drehbar gelagerte Planetenräder aufweisen und die Planetenradträger der vorhergehenden Getriebestufen sowie die inneren Zentralräder der nachfolgenden Getriebestufen radial nicht gelagert und drehfest miteinander gekoppelt sind.

Ein selbsttätiger Belastungsausgleich bei Planetengetrieben hat den Zweck, die gleichmässige Leistungsverzweigung durch Aufteilung des Drehmomentes eines Zentralrades auf die Zahneingriffe mehrerer auf einem Planetenradträger angeordneter Planetenräder zu verwirklichen. Die Verzahnung braucht dann nur noch für denjenigen Bruchteil des gesamten Momentes, welcher jeweils über ein Planetenrad weitergeleitet wird, bemessen zu werden.

Bei mehrstufigen Planetengetrieben und starrer Koppelung zwischen den einzelnen Stufen kann die gleichmässige Lastverteilung auf alle Planetenräder nur durch hohe Herstellungsgenauigkeit und ausreichende elastische Verformbarkeit der im Kraftfluss liegenden Bauteile gesichert werden. Da die erste Forderung aus Kostengründen meist nicht verwirklicht werden kann, tragen in der Einlaufphase nicht alle Planetenräder, so dass nicht die volle Leistung übertragen werden kann.

./.

- 2 -

Dieser Nachteil kann bei Getrieben mit drei Planetenrädern vermieden werden, wenn man auf die radiale Lagerung des Planetenradträgers oder eines Zentralrades verzichtet, da diese unter Last durch die drei Zahneingriffspunkte statisch bestimmt gestützt werden. Herstellungsungenauigkeiten bewirken dabei lediglich eine Dezentrierung des Planetenradträgers bzw. des Zentralrades. Die Gleichmässigkeit der Lastverteilung ist jedoch gewährleistet. Für die Leistungsübertragung zwischen den einzelnen Getriebestufen müssen dabei jedoch Konstruktionselemente verwendet werden, die diese Mittelpunktsverschiebungen ausgleichen können.

Ein derartiges, häufig für Planetengetriebe verwendetes Konstruktionselement ist beispielsweise die Doppelzahnkupplung mit balliger Verzahnung. Da diese Kupplungen parallele und winklige Wellenverlagerungen ausgleichen, kann der Belastungsausgleich durch Selbstzentrierung einwandfrei verwirklicht werden. Nachteilig sind jedoch die relativ hohen Kosten und die für Planetengetriebe ungünstige Baulänge.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein mehrstufiges Planetengetriebe mit selbsttätigem Belastungsausgleich vorzuschlagen, das diese Nachteile nicht aufweist, sondern bei dem die Mittel zur Verwirklichung des selbsttätigen Belastungsausgleichs raum- und kostensparend konzipiert sind und allseitige Wellenverlagerungen ausgleichen.

- 4 -

Diese Mittel sind im Prinzip von der aus dem allgemeinen Maschinenbau bekannten Nutenscheibenkupplung abgeleitet. Die Aufgabe wird erfindungsgemäss dadurch gelöst, dass der mittels der Planetenräder im äusseren Zentralrad einer vorhergehenden Getriebestufe zentrierbare Planetenradträger an seiner der nachfolgenden Getriebestufe zugewandten Seite eine senkrecht zur Antriebswelle verlaufende Nut aufweist, wobei ein auf der Antriebswelle angeordnetes, radial nicht gelagertes Kupplungsteil vorhanden ist, das an seinen beiden Stirnseiten je eine Leiste aufweist, von denen eine mit der Nut des Planetenradträgers der vorhergehenden Getriebestufe im Eingriff ist und dass das mittels der Planetenräder der nachfolgenden Getriebestufe zentrierbare innere Zentralrad an seiner der vorhergehenden Getriebestufe zugewandten Seite eine senkrecht zur Antriebswelle verlaufende Nut aufweist, welche mit der zweiten Leiste des Kupplungsteils im Eingriff ist.

Auf beiliegenden Zeichnungen sind zwei Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt, die im folgenden näher erläutert werden. Es zeigen :

Fig. 1 einen Längsschnitt eines dreistufigen Planetengetriebes mit Belastungsausgleich für einen Elektroflaschenzug,

Fig. 2 einen Querschnitt des Planetengetriebes gemäss der Linie A-A der Fig. 1,

Fig. 3 einen Teil-Längsschnitt einer Variante des dreistufigen Planetengetriebes und

Fig. 4 einen Querschnitt des Planetengetriebes gemäss der Linie B-B der Fig. 3.

In den Fig. 1 und 2 ist mit 1 eine hohlzylinderförmige Seiltrommel bezeichnet, auf der ein Seil 2 aufgewickelt ist. Ein Tragflansch 3 ist mit einem die Seiltrommel 1 teilweise abdeckenden Mantel 4 fest verbunden. Am Tragflansch 3 ist ein Getriebegehäuse 5 befestigt, das gegen aussen mittels eines Getriebedeckels 6 abgedeckt ist. Die Seiltrommel 1 ist getriebe-seitig mittels eines Kugellagers 7 am Getriebedeckel 6 gelagert. Die Seiltrommel 1 besitzt zu diesem Zweck eine in das Getriebegehäuse 5 hineinragende Seiltrommelverlängerung 8, die von einem der Lagerung dienenden Deckel 9 abgeschlossen ist.

Mit 10 ist eine Antriebswelle bezeichnet, die mittels einer Kuppelung 11 mit der Welle 12 eines nicht weiter dargestellten Antriebsmotors drehfest verbunden ist. Die Antriebswelle 10 ist mittels der Kugellager 13, 14, welche einerseits in einer im Innern der Seiltrommel 1 befestigten Lagerplatte 15 und andererseits im Deckel 9 der Seiltrommelverlängerung 8 angeordnet sind, gelagert.

./.

Die mit 16 bezeichnete erste Getriebestufe ist im Innern der Seiltrommel 1 angeordnet und besteht aus einem auf der Antriebswelle 10 befestigten inneren Zentralrad 17, einem mit der Seiltrommel 1 verbundenen äusseren Zentralrad 18 und einem Planetenradträger 19, an welchem drei Planetenräder 20 drehbar gelagert sind. Der Planetenradträger 19 ist radial nicht gelagert und mittels der sich im äusseren Zentralrad 18 abstützenden Planetenräder 20 zentriert. Er besitzt an seiner einer zweiten Getriebestufe 21 zugewandten Seite eine senkrecht zur Antriebswelle 10 verlaufende Nut 22.

Zwischen der ersten Getriebestufe 16 und der zweiten Getriebestufe 21 ist ein radial nicht gelagertes Kupplungsteil angeordnet, das aus einer Scheibe 23 besteht, die an ihren beiden Stirnseiten je eine Leiste 24 aufweist, welche senkrecht zueinander verlaufen und von denen eine mit der Nut 22 des Planetenradträgers 19 der ersten Getriebestufe 16 im Eingriff ist.

Die ebenfalls im Innern der Seiltrommel 1 angeordnete zweite Getriebestufe 21 besteht aus einem radial nicht gelagerten inneren Zentralrad 25, einem mit der Seiltrommel 1 verbundenen äusseren Zentralrad 26 und einem Planetenradträger 27, an welchem drei Planetenräder 28 drehbar gelagert sind. Der Planetenradträger 27 ist radial nicht gelagert und mittels der sich im äusseren Zentralrad 26 abstützenden Planetenräder 28

./.

zentriert, wodurch gleichzeitig die Lage des inneren Zentralrades 25 bestimmt ist. Er weist an seiner einer dritten Getriebestufe 29 zugewandten Seite eine senkrecht zur Antriebswelle 10 verlaufende Nut 30 auf. Das innere Zentralrad 25 besitzt einen der ersten Getriebestufe 16 zugewandten Flansch 31, der eine senkrecht zur Antriebswelle 10 verlaufende Nut 32 aufweist, in welche die zweite Leiste 24 der Scheibe 23 eingreift.

Zwischen der zweiten Getriebestufe 21 und der dritten Getriebestufe 29 ist ein radial nicht gelagertes Kupplungsteil angeordnet, das aus einer Scheibe 33 besteht, die an ihren beiden Stirnseiten je eine Leiste 34 aufweist, welche senkrecht zueinander verlaufen und von denen eine mit der Nut 30 des Planetenradträgers 27 der zweiten Getriebestufe 21 im Eingriff ist.

Die im Getriebegehäuse 5 untergebrachte dritte Getriebestufe 29 besteht aus einem radial nicht gelagerten inneren Zentralrad 35, einem mit dem Getriebegehäuse 5 verbundenen äusseren Zentralrad 36 und drei Planetenrädern 37. Die Planetenräder 37 sind auf einem vom Deckel 9 und einem an der Seiltrommel 1 befestigten Träger 38 gebildeten Planetenradträger drehbar gelagert. Um den Eingriff der Planetenräder 37 mit dem äusseren Zentralrad 36 zu ermöglichen, ist die Seiltrommelverlängerung 8 mit Ausschnitten 39 versehen. Das innere Zentralrad 35 besitzt einen der zweiten Getriebestufe 21 zugewandten Flansch 40, der eine senk-

./.

- 8 -
77

recht zur Antriebswelle 10 verlaufende Nut 41 aufweist, in welche die zweite Leiste 34 der Scheibe 33 eingreift.

Der durch die Lagerplatte 15, die Seiltrommel 1, das Getriebegehäuse 5 und den Getriebedeckel 6 begrenzte Raum enthält Schmieröl und ist durch einen zwischen den feststehenden Tragflansch 3 und der drehbaren Seiltrommel 1 angeordneten Dichtungsring 42 sowie durch am Kugellager 13 der Lagerplatte 15 angebrachte Dichtungen 43 abgedichtet. Das Schmieröl wird durch die Drehung der Seiltrommel 1 ständig umgewälzt, so dass alle beweglichen Teile des Getriebes einwandfrei geschmiert werden. Insbesondere wird dadurch die beim Uebertragen des Drehmomentes durch Gleiten der Leisten 24, 34 in den Nuten 22, 32, 30, 41 entstehende Reibung stark herabgesetzt, so dass nur ein geringer Verschleiss auftreten kann.

In den Fig. 3 und 4 bezeichnen die Positionen 1, 10, 16 - 28, 30 - 35, 40 und 41 die gleichen Teile wie in den Fig. 1 und 2. Zwischen der ersten Getriebestufe 16 und der zweiten Getriebestufe 21 ist ein radial nicht gelagertes Kupplungsteil angeordnet, das aus der Scheibe 23 und einer Zusatzscheibe 44 besteht. Die Leisten 24 der Scheibe 23 sind unter einem Winkel von 60° zueinander verlaufend angeordnet. Eine Leiste 24 der Scheibe 23 ist mit der Nut 22 des Planetenradträgers 19 im Eingriff, wobei die Nut 22 parallel zur Verbindungslinie zweier Planetenräder-

./.

mittelpunkte verlaufend angeordnet ist. Die Zusatzscheibe 44 weist an ihrer der Scheibe 23 zugewandten Stirnseite eine Nut 45 und an ihrer dem Flansch 31 zugewandten Stirnseite eine Leiste 24 auf, welche ebenfalls unter einem Winkel von 60° zueinander verlaufend angeordnet sind. Die Nut 45 der Zusatzscheibe 44 ist mit der zweiten Leiste 24 der Scheibe 23 im Eingriff, während die Leiste 24 der Zusatzscheibe 44 mit der Nut 32 des Flansches 31 im Eingriff ist.

Zwischen der zweiten Getriebestufe 21 und der dritten Getriebestufe 29 ist ein radial nicht gelagertes Kupplungsteil angeordnet, das aus der Scheibe 33 und einer Zusatzscheibe 46 besteht. Die Leisten 34 der Scheibe 33 sind unter einem Winkel von 60° zueinander verlaufend angeordnet. Eine Leiste 34 der Scheibe 33 ist mit der Nut 30 des Planetenradträgers 27 im Eingriff, wobei die Nut 30 parallel zur Verbindungslinie zweier Planetenrädermittelpunkte verlaufend angeordnet ist. Die Zusatzscheibe 46 weist an ihrer der Scheibe 33 zugewandten Stirnseite eine Nut 47 und an ihrer dem Flansch 40 zugewandten Stirnseite eine Leiste 34 auf, welche ebenfalls unter einem Winkel von 60° zueinander verlaufend angeordnet sind. Die Nut 47 der Zusatzscheibe 46 ist mit der zweiten Leiste 34 der Scheibe 33 im Eingriff, während die Leiste 34 der Zusatzscheibe 46 mit der Nut 41 des Flansches 40 im Eingriff ist.

./.

Zwischen den Bohrungen der radial nicht gelagerten inneren Zentralräder 25, 35, Planetenradträger 19, 27, Scheiben 23, 33 sowie Zusatzscheiben 44, 46 und der Antriebswelle 10 ist ein Spiel vorhanden, das so bemessen ist, dass bei Herstellungsungenauigkeiten eine einwandfreie Zentrierung der Planetenradträger 19, 27 und inneren Zentralräder 25, 35 gewährleistet ist.

Die mit der Erfindung erzielten Vorteile bestehen insbesondere darin, dass die zur Leistungsübertragung zwischen den Getriebestufen verwendeten Scheiben 23, 33, 44, 46 allseitige Mittelpunkts- und Winkelverschiebungen zulassen, wodurch die einwandfreie Zentrierung der radial frei beweglichen Planetenradträger 19, 27 und inneren Zentralräder 25, 35 ermöglicht wird. Weitere Vorteile sind die relativ billigen Herstellungskosten sowie die beispielsweise gegenüber der Doppelzahnkupplung mit balliger Verzahnung kurze Baulänge.

Darüber hinaus ergeben sich bei Verwendung des Kupplungsteiles mit zwei Scheiben und jeweils um 60° versetzten Nuten bzw. Leisten folgende Vorteile : Mittels der parallel zur Verbindungsline zweier Planetenrädermittelpunkte verlaufenden Nut 22, 30 des Planetenradträgers 19, 27 ist das Bewegungsfeld des Kupplungsteiles dem Bewegungsfeld des Planetenradträgers 19, 27 angepasst, so dass dessen Einstellung erleichtert wird. Durch die Verschiebung der Leisten in den Nuten können die erforderlichen

./.

Einstellkräfte einen um den Faktor $1/\cos 30^\circ = 1,155$ vervielfachten Wert erreichen, während bei Verwendung des aus einer Scheibe bestehenden Kupplungsteils, bei dem die Leisten bzw. Nuten um 90° versetzt sind, die erforderlichen Einstellkräfte auf einen um den Faktor $1/\cos 45^\circ = 1,414$ vervielfachten Wert ansteigen können.

15

Leerseite

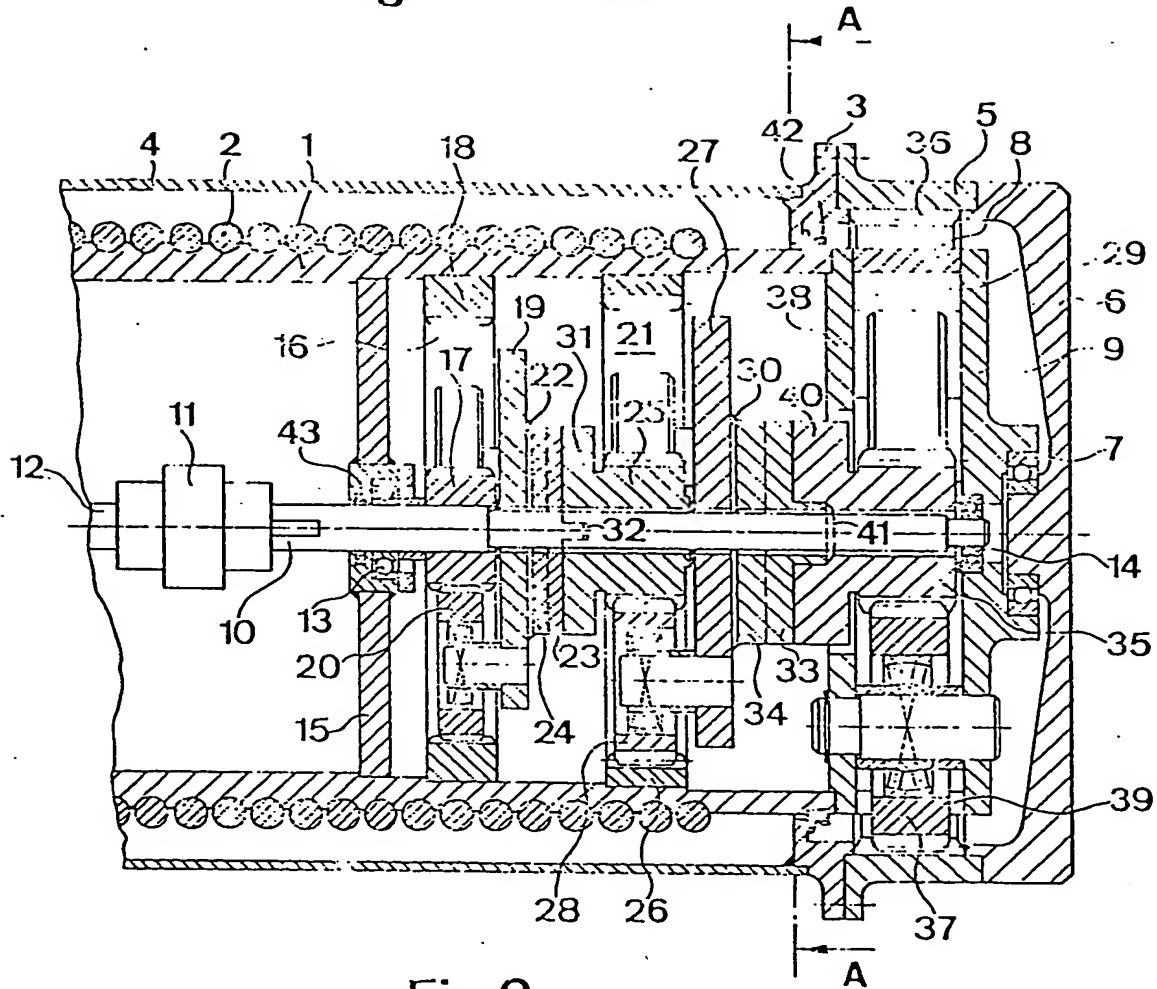
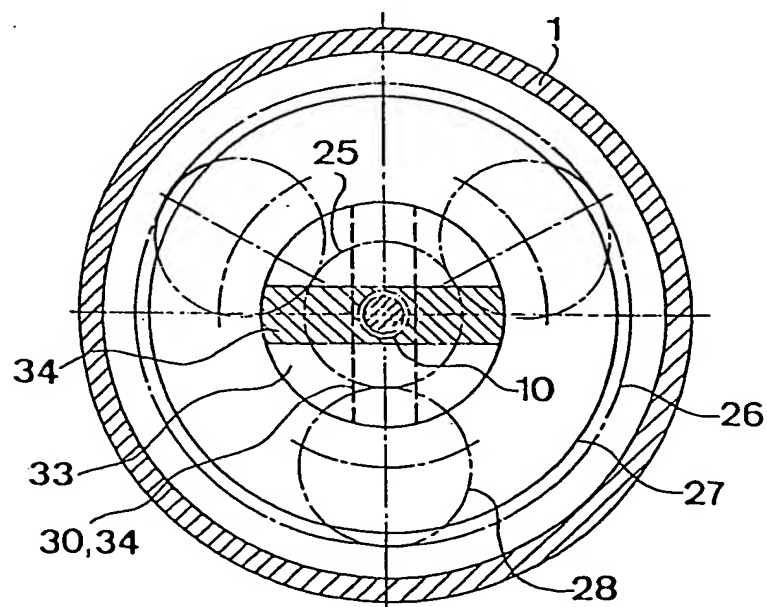


Fig.2



709823/0667

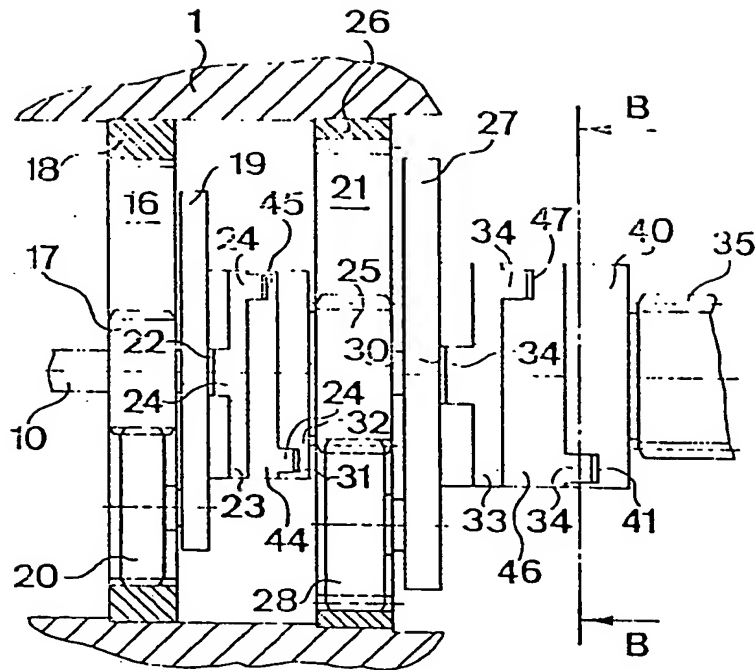


Fig.4

